

Внедрение в настоящее время технических средств оптимизации раскроя необрезных досок основано, как правило, на переборе множества вариантов. Диапазон поиска зачастую принимают необоснованно широким, что связано с длительностью решения задачи и нерациональным использованием оборудования и ЭВМ. В этой связи обоснование области оптимизации сужает границы поиска, сокращает время решения задачи и повышает эффективность использования технических средств оптимизации. В равной степени это может относиться и к традиционным неавтоматизированным методам поперечного раскроя необрезных досок на заготовки. Полученные здесь результаты могут найти применение как на стадии планирования раскроя пиловочного сырья на пиломатериалы и заготовки, так и при получении заготовок из необрезных пиломатериалов непосредственно в условиях производства.

В первом случае появляется возможность составить поставки на распиловку бревен, обеспечивающие наибольший выход заготовок заданных размеров и количества, или, наоборот, определить их размеры и количество по имеющемуся плану раскроя сырья на пиломатериалы. Для теоретических расчетов и практических решений по раскрою необрезных пиломатериалов достаточно определить всего три параметра: длину необрезной доски; ширину ее наружной пласти в вершинном и комлевом концах, что не составляет трудности ни в теоретическом, ни в практическом плане.

Зависимости, графически представленные на рис. 4, могут быть использованы при проектировании технических средств оптимизации раскроя необрезных пиломатериалов, а зависимости, отображенные на графиках рис. 5,— для оптимизации выхода комплектных заготовок заданных длин в соответствии со спецификацией.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Аксенов П. П. Теоретические основы раскроя пиловочного сырья.— М.; Л., 1960.— 216 с. [2]. Батин Н. А. Теоретические и экспериментальные исследования раскроя пиловочного сырья: Автореф. дис. . . д-ра техн. наук.— Л., 1965.— 33 с. [3]. Канторович Л. В., Залгаллер В. А. Рациональный раскрой промышленных материалов.— 2-е изд.— Новосибирск, 1971.— 298 с. [4]. Титков Г. Г. Теоретические основы наиболее выгодного объемного использования пиловочных бревен: Автореф. дис. . . канд. техн. наук.— Л., 1953.— 20 с. [5]. Фельдман Х. Л. Система максимальных поставок на распиловку.— М.; Л.— 1932.— 275 с. [6]. Шапиро Д. Ф. Лесопильно-строгальное производство.— М.— 1935.— 508 с.

Поступила 2 октября 1986 г.

УДК 674.053 : 621.933.6

ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ РАМНЫХ ПИЛ ПРИ КОМБИНАЦИОННЫХ РЕЗОНАНСАХ

Р. В. ДЕРЯГИН

Вологодский политехнический институт

В работе [3] рассмотрена задача о динамической устойчивости рамных пил, при решении которой в качестве параметрической нагрузки принята горизонтальная составляющая силы резания. После ряда допущений уравнения колебаний пилы, в соответствии с известными рекомендациями [1], были представлены в форме уравнений Матье, что позволило определить области неустойчивости системы при простых главных резонансах. Было показано, что задача о статической устойчивости плоской формы изгиба пилы — частный случай задачи о ее динамической устойчивости. Ограничение задачи определением

главных областей неустойчивости при простых параметрических резонансах значительно сокращает возможности анализа устойчивости пил и интерпретации опытных данных, так как в этом случае запас устойчивости пил достаточно велик (в том числе и со статической точки зрения). Вместе с тем исследования уравнений Матье — Хилла показывают [2, 5], что могут существовать также области неустойчивости системы при комбинационных резонансах.

Уравнения параметрических колебаний пилы в матричной форме, приведенные в работе [3], можно записать в следующем виде (обозначения параметров приняты в соответствии с работой [2]):

$$\|A\| \ddot{q} + [\|C\| + \alpha \|F\| + \beta \|G\| \cos \omega t] q = 0. \quad (1)$$

Здесь q — обобщенная координата;
 $\|A\|$ — матрица инерционных коэффициентов;
 $\|C\|$ — матрица упругих коэффициентов;
 ω — частота приложения нагрузки;
 $\alpha \|F\|$ — матрица параметра, характеризующего постоянную составляющую нагрузки;
 $\beta \|G\|$ — матрица параметра, характеризующего амплитудное значение переменной составляющей нагрузки.

Расшифровка этих матриц применительно к нашему случаю приведена в работе [3].

Анализ уравнения (1) показал [2, 5], что области неустойчивости располагаются не только вблизи (как это было принято в работе [3]) частот

$$\omega = \frac{2\omega_k}{p} \quad (2)$$

(где ω_k — собственная угловая частота колебаний по какой-то форме ($k = 1, 2, \dots, n$; $p = 1, 2, \dots, n$)), но и вблизи частот, определяемых соотношениями

$$\omega = \frac{\omega_j + \omega_k}{p} \quad (3)$$

и

$$\omega = \frac{|\omega_j - \omega_k|}{p}, \quad (4)$$

(где ω_j и ω_k — собственные частоты колебаний по связанным формам (причем $j, k = 1, 2, \dots, n$)).

Возникающие при соотношениях (3) и (4) параметрические резонансы называются комбинационными соответственно суммарного и разностного типа.

Колебания пилы как полосы прямоугольного сечения под действием нагрузки в плоскости наибольшей жесткости происходят по изгибно-крутильной форме. Поэтому в нашем случае необходимо в первую очередь рассматривать собственные частоты ω_j и ω_k по крутильной и изгибной формам. Причем наибольший интерес представляет комбинационный резонанс разностного типа при $p = 1$ (главный комбинационный резонанс), так как в этом случае разность колебаний наиболее близка к частоте возбуждения, определяемой скоростью вращения коленчатого вала, т. е. речь идет о соотношении

$$\omega = \omega_\varphi - \omega_x. \quad (5)$$

Здесь ω_φ — первая собственная частота крутильных колебаний;
 ω_x — первая собственная частота изгибных колебаний.

Эти частоты можно найти по следующим формулам [3]:

$$\omega_{\varphi} = \frac{\pi}{l} \left(\frac{GI_p + N_{\varphi} \rho^2}{m \rho^2} \right)^{1/2} \quad (6)$$

и

$$\omega_x = \frac{\pi^2}{l^2} \left[\frac{EI_y}{m} \left(1 + \frac{N_x l^2}{\pi^2 EI_y} \right) \right]^{1/2}, \quad (7)$$

где l — свободная длина пилы, определяемая расстоянием между межпилными прокладками;

GI_p — жесткость на кручение;

ρ — полярный радиус инерции;

m — масса пилы, приходящаяся на единицу длины;

$m \rho^2$ — момент инерции пилы, приходящийся на единицу длины;

EI_y — жесткость на изгиб;

N_{φ} — суммарная продольная сила, учитывающая влияние натяжения и напряжений от нагрева и вальцевания;

N_x — суммарная продольная сила, учитывающая влияние натяжения и напряжений от нагрева.

Границы области неустойчивости при главном комбинационном резонансе разностного типа без учета диссипации можно определить по формуле [5]

$$\omega_* = (\omega_{\varphi} - \omega_x) \left(1 \pm \frac{P_t}{2P_*} \frac{\sqrt{\omega_{\varphi} \omega_x}}{(\omega_{\varphi} - \omega_x)} \right), \quad (8)$$

где P_t — амплитудное значение параметрической силы;

P_* — критическая сила при статическом приложении нагрузки.

Критическую силу можно найти по формулам [3]

$$P_* = \frac{6,67}{l^2} \sqrt{(GI_p + N_{\varphi} \rho^2)(EI_y \pi^2 + N_x l^2)}$$

или

$$P_* = 0,196 m l b \omega_{\varphi} \omega_x, \quad (9)$$

где b — ширина пилы (без учета высоты зубьев).

На рис. 1 показана область неустойчивости, определенная в соответствии с зависимостью (8).

Из рис. 1 видно, что параметрический резонанс системы может наступить при минимальной нагрузке на пилы (при $P_t \rightarrow 0$). Увеличение нагрузки приводит к заметному расширению области неустойчивости, т. е. повышается вероятность потери пилой устойчивости. При учете диссипации область неустойчивости, как правило, должна несколько сузиться (причем точка пересечения верхней и нижней ветвей, ограничивающих область неустойчивости, смещается вправо).

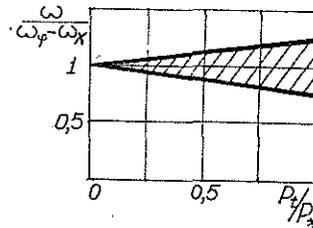


Рис. 1.

В связи с тем, что комбинационные резонансы разностного типа наблюдаются в более редких случаях (они характерны для негамилтоновых систем), чем резонансы суммарного типа, были проведены специальные наблюдения с целью определения связанности колебаний по крутильной и изгибной формам.

Опыты выполняли на экспериментальной установке [4], предназначенной для исследования собственных колебаний рамных пил. Вначале определяли собственные частоты колебаний пилы (за счет возбуждения резонансных колебаний с помощью гармонического вибровозбудителя). Затем ударом возбуждали свободные колебания пилы, которые фиксировали с помощью емкостного датчика перемещения на шлейфовом осциллографе. Пример записи этих колебаний показан на рис. 2.

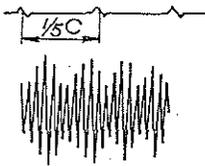


Рис. 2

Анализ материалов опытов показал, что свободные колебания пилы реализуются в форме биений при наложении главных собственных колебаний с частотами ω_φ и ω_x . При этом

$$|\omega_\varphi - \omega_x| \ll \omega_\varphi + \omega_x \quad (10)$$

и период биений отвечает соотношению

$$T = \frac{2\pi}{\omega_\varphi - \omega_x}. \quad (11)$$

Колебания пил изучали также в производственных условиях, при этом датчики ускорений малой массы устанавливали на пилах вблизи задней кромки. Оказалось, что колебания пил в форме биений происходят при работе лесопильной рамы как вхолостую, так и при пиленнии.

Опытами в лабораторных и в производственных условиях выявлены близость значений частоты биений к частоте вынужденных колебаний, что позволяет предположить возможность появления при определенных условиях параметрического резонанса.

На рис. 3 показаны зависимости главных собственных частот колебаний рамной пилы (толщиной 2,2 мм и шириной 160 мм при $l = 1000$ мм) от усилия натяжения.

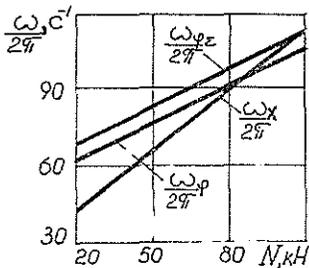


Рис. 3

Из рис. 3 следует, что из-за различной интенсивности роста крутильной и изгибной собственных частот с увеличением силы натяжения неизбежно их сближение. При этом возрастает вероятность сближения частот до критического значения $\omega_* = \omega_\varphi - \omega_x$.

Вальцевание пилы, т. е. создание в ее полотне дополнительных нормированных напряжений за счет пластического деформирования его средней (по ширине) зоны, позволяет существенно отстраниться от критических значений частоты биений. Это

происходит в связи с тем, что первая изгибная форма практически не реагирует на появление дополнительных напряжений от вальцевания. В то же время крутильная частота после вальцевания заметно увеличивается (зависимость ω_{φ_2}). Способствует отстройке от параметрического резонанса и установка пилы с эксцентриситетом линии натяжения, так как с увеличением эксцентриситета частота собственных крутильных колебаний возрастает, а изгибных — уменьшается.

Следовательно, при эксплуатации рамных пил приходится считаться с возможностью появления параметрического резонанса разностного типа. Вероятность его возникновения возрастает при импульсных воздействиях на пилы бревна (бруса) в случае использования механизма подачи с постоянной передаточной функцией. Вальцевание пил и установка их с эксцентриситетом (в рекомендуемых пределах) способствует отстройке системы от резонанса.

При прочих равных условиях в случае увеличения силы натяжения разность крутильной и изгибной собственных частот приближается к критическому значению. Это не только снижает устойчивость пил,

но и уменьшает долговечность пильной рамки. Поэтому нормирование натяжения пил остается актуальной задачей. Сила натяжения невальцованных рамных пил по условиям устойчивости не должна превышать 60 кН и вальцованных — 85 кН.

Рассмотренную методику оценки устойчивости рамных пил можно также использовать при исследовании пил других типов (например, ленточных).

ЛИТЕРАТУРА

[1]. Болотин В. В. Динамическая устойчивость упругих систем.— М.: Гостехиздат, 1956.— 600 с. [2]. Вибрации в технике: Справочник: В 6 т. / Под ред. В. В. Болотина.— М.: Машиностроение, 1978.— Т. 1.— 352 с. [3]. Дерягин Р. В. О динамической устойчивости рамных пил // Лесн. журн.— 1969.— № 5.— С. 89—94. (Изв. высш. учеб. заведений). [4]. Дерягин Р. В., Сидорков В. М. Экспериментальная установка для исследования частот собственных колебаний и прогиба рамных пил // Науч. тр. ЦНИИМОД.— Архангельск, 1969.— Вып. 23.— С. 208—211. [5]. Прочность, устойчивость колебания: Справочник: В 3 т. / Под ред. И. А. Биргера, Я. Г. Пановко.— М.: Машиностроение, 1968.— Т. 3.— 567 с.

Поступила 7 июня 1984 г.

УДК 66.047

ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА КАМЕРНОЙ СУШКИ ДРЕВЕСИНЫ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМОВ

З. Ю. МАЗЯК, И. Н. ИЛЬКИВ

Львовский политехнический институт

Камерную сушку древесины реализуют согласно разработанным стандартным режимам [2, 10], на основании которых температурно-влажностную характеристику среды на каждой стадии поддерживают постоянной. В литературе [5] отмечают, что использование переменных режимов может существенно улучшить технико-экономические показатели работы эксплуатируемого оборудования. Однако на практике такие режимы не используются, что связано, по-видимому, с их недостаточной изученностью и отсутствием соответствующих методов и приборов. Это особенно важно в тех случаях, когда имеют дело со сравнительно толстыми образцами трудносохнущих продуктов, для качественного высушивания которых необходимо продолжительное время, что обуславливает большие энергетические затраты [7]. Такая ситуация наблюдается и при сушке пиломатериалов.

Ряд авторов [4, 8] приводят экспериментальные данные, подтверждающие целесообразность использования переменных режимов при сушке древесины.

Узкое место процесса камерной сушки древесины — внутренний массоперенос в твердом пористом теле. Процесс приходится вести в высоковлажностной среде, чтобы уменьшить внешний влагообмен и сбалансировать его с внутренним массопереносом. Отсутствие такого баланса ведет к порче высушиваемого материала, поскольку развиваемые внутренние напряжения превышают предел прочности [11].

При стандартных режимах движущая сила внутреннего массопереноса — градиент диффузии. Переменные режимы позволяют интенсифицировать внутренний массоперенос за счет использования эффекта термодиффузии, положительное действие которого имеет место только в том случае, когда температура в центре материала выше, чем на поверхности. Заметная интенсификация внутреннего массопереноса в таком случае связана с тем, что в условиях камерной сушки термоградиентный коэффициент δ для пиломатериалов может достигать значе-